

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-210765

(43)Date of publication of application : 03.08.1999

(51)Int.Cl. F16C 33/58
F16C 19/38
F16C 33/36

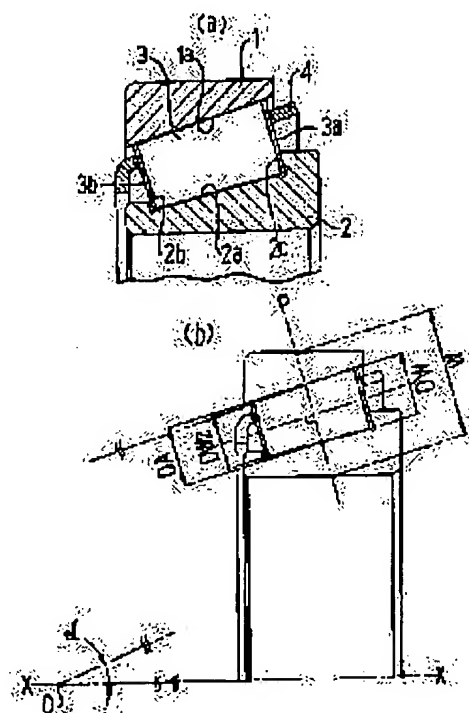
(21)Application number : 10-012731 (71)Applicant : NTN CORP
(22)Date of filing : 26.01.1998 (72)Inventor : TSUJIMOTO TAKASHI

(54) CONICAL ROLLER BEARING FOR SUPPORTING PINION SHAFT OF DIFFERENTIAL GEAR

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To reduce torque.

SOLUTION: The angle (contact angle α) at which the raceway surface 1a of an outer ring 1 forms to a bearing central axis X is 21 to 25 degrees, and the ratio (thickness ratio $PR=DA/W \times 100$) of the average diameter (DA) of a conical roller 3 to the interval (W) between the inside diameter surface of an inner ring 2 and the outside diameter surface of the outer ring 1, on a cross section P perpendicular to the axis of the conical roller 3 and passing a center where the diameter of the conical roller 3 attains the average diameter (DA), is 40 to 51%. A roller factor (θ) represented as $\theta=(Z \cdot DA)/(\pi \cdot PCD)$ (Z: number of conical rollers 3, DA: average diameter of conical roller 3, PCD: pitch circle diameter of conical roller 3) is 0.86 to 0.94, and the ratio ($=L/DA$) of the length (L) to the average diameter (DA) of the conical roller 3 is set at 1.20 to 2.25.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 25.07.2003

[Date of sending the examiner's decision of 26.05.2006

rejection]

[Kind of final disposal of application other than
the examiner's decision of rejection or
application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's 2006-13399
decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's 26.06.2006
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-210765

(43) 公開日 平成11年(1999) 8月3日

(51) Int.Cl.⁴

F 1 6 C 33/58
19/38
33/36

識別記号

F I

F 1 6 C 33/58
19/38
33/36

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 4 頁)

(21) 出願番号 特願平10-12731

(22) 出願日 平成10年(1998) 1月26日

(71) 出願人 000102692

エヌティエヌ株式会社

大阪府大阪市西区京町堀 1 丁目 3 番 17 号

(72) 発明者 辻本 崇

三重県四日市市別名 1-13-29

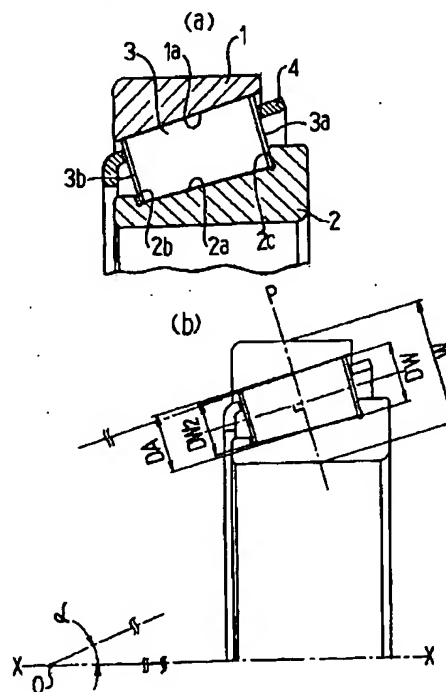
(74) 代理人 弁理士 江原 省吾 (外 3 名)

(54) 【発明の名称】 デファレンシャルギヤのピニオン軸支持用円すいころ軸受

(57) 【要約】

【課題】 回転トルクの低減

【解決手段】 外輪 1 の軌道面 1 a が軸受中心軸 X となす角度 (接触角 α) を 21~25 度とし、円すいころ 3 の軸線と直交しかつ円すいころ 3 の直径が平均径 (D A) となる位置を通る断面 P における、円すいころ 3 の平均径 (D A) と、内輪 2 の内径面と外輪 1 の外径面との間の間隔 (W) との比 (肉厚比 $P R = D A / W \times 100$) を 40%~51% とし、 $\gamma = (Z \cdot D A) / (\pi \cdot P C D)$ (Z : 円すいころ 3 の本数、D A : 円すいころ 3 の平均径、P C D : 円すいころ 3 のピッチ円直径) で表されるころ係数 (γ) を 0.86~0.94 とし、円すいころ 3 の長さ (L) と平均径 (D A) との比 ($= L / D A$) を 1.20~2.25 に設定してある。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 前端部にプロペラシャフトが連結され、後端部に減速大歯車と歯合する減速小歯車が設けられたピニオン軸を、ケーシングに対して回転自在に支持するデファレンシャルギヤのピニオン軸支持用円すいころ軸受において、

外輪の軌道面が軸受中心軸となす角度（接触角 α ）が21～25度であり、

円すいころの軸線と直交しかつ円すいころの直径が平均径（DA）となる位置を通る断面における、円すいころの平均径（DA）と、内輪の内径面と外輪の外径面との間の間隔（W）との比（肉厚比 $PR=DA/W \times 100$ ）が40%～51%であり、

$\gamma = (Z \cdot DA) / (\pi \cdot PCD)$ （Z：円すいころの本数、DA：円すいころの平均径、PCD：円すいころのピッチ円直径）で表される係数（ γ ）が0.86～0.94であり、

円すいころの長さ（L）と平均径（DA）との比（ $=L/DA$ ）が1.20～2.25であることを特徴とするデファレンシャルギヤのピニオン軸支持用円すいころ軸受。

【請求項2】 円すいころの大端面の粗さ（ R_r ）と、これを接触案内する内輪の大鋸面の粗さ（ R_b ）との平均粗さ（ R ）（ $R = (R_r^2 + R_b^2)^{1/2}$ ）が0.14 μmRa 以下であることを特徴とする請求項1記載のデファレンシャルギヤのピニオン軸支持用円すいころ軸受。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、自動車のデファレンシャルにおいて、減速小歯車のピニオン軸をケーシングに対して回転自在に支持する円すいころ軸受に関する。

【0002】

【従来の技術】例えば前部機関後輪駆動の自動車では、エンジン、クラッチ、トランスミッションが車体前部に、デファレンシャル、駆動車軸が車体後部に集中しているため、この間の動力伝達にプロペラシャフトを用いている。エンジンの回転動力はトランスミッション（変速機）で減速されてプロペラシャフトに伝達され、プロペラシャフトを介してデファレンシャル（終減速装置）に入力される。

【0003】デファレンシャル（終減速装置）は減速歯車装置と差動装置から構成される。減速歯車装置は回転速度の減速と駆動力の増大、特にエンジン縦置き車輛では駆動力の伝達方向を直角方向に変えて駆動輪車軸に伝達し、差動装置は左右の駆動輪に回転速度差が生じたとき、両輪を差動させて車輪のスリップを防止する機能を有する。

【0004】図4は、上記のようなデファレンシャルに

おける減速歯車装置の一例を示している。ケーシング

（デフケース）11の前端部内周面にピニオン軸12が挿通され、一對の円すいころ軸受13によって回転自在に支持されている。ピニオン軸12の前端部には図示されていないプロペラシャフトが連結され、後端部には減速大歯車14と歯合する減速小歯車12aが固定または一体に設けられている。プロペラシャフトの回転動力はピニオン軸12に入力され、ピニオン軸12の減速小歯車12aを介して減速大歯車14に減速伝達される。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】自動車の低燃費化を実現するためには、動力伝達系の動力伝達ロスを低減することが不可欠であり、そのための手段として、動力伝達系における軸受部の摩擦トルクを低減することが考えられる。その場合、デファレンシャルギヤのピニオン軸支持用軸受（13）の摩擦トルクを低減することが有効である。

【0006】本発明は、自動車の低燃費化を達成するために、デファレンシャルギヤのピニオン軸支持用軸受のトルク低減を図ることを目的とするものである。

【0007】

【課題を解決するための手段】上記課題を解決するため、本発明では、

①外輪の軌道面が軸受中心軸となす角度（接触角 α ）を21～25度とし、

②円すいころの軸線と直交しかつ円すいころの直径が平均径（DA）となる位置を通る断面における、円すいころの平均径（DA）と、内輪の内径面と外輪の外径面との間の間隔（W）との比（肉厚比 $PR=DA/W \times 100$ ）を40%～51%とし、

③ $\gamma = (Z \cdot DA) / (\pi \cdot PCD)$ （Z：円すいころの本数、DA：円すいころの平均径、PCD：円すいころのピッチ円直径）で表される係数（ γ ）を0.86～0.94とし、

④ 円すいころの長さ（L）と平均径（DA）との比（ $=L/DA$ ）を1.20～2.25に設定した。

【0008】一般に、円すいころ軸受の回転トルク（M）は、主に、円すいころの転動面と内・外輪の軌道面との転がり摩擦トルク（MR）と、円すいころの大端面と内輪の大鋸面との滑り摩擦トルク（MS）で構成される。図3に示すように、滑り摩擦トルク（MS）は回転数の増大に伴って減少し、転がり摩擦トルク（MR）は回転数の増大に伴って増大するので、回転トルク

（M）はある一定の回転数 N_0 までは、回転数の増大に伴って減少傾向を示すが、回転数 N_0 を超えると、回転数の増大に伴って増大する。従来、円すいころの大端面と内輪の大鋸面の面粗さを小さくして回転トルク（M）の低減を図っているが、それによって低減できるのは滑り摩擦トルク（MS）であり、中高速回転域で大部分を占める転がり摩擦トルク（MR）を低減することはでき

ない。

【0009】接触角 α 、肉厚比PR、ころ係数 γ 、比 (L/DA) を上記のような値に設定することにより、転がり摩擦トルク(MR)を低減し、特に中高速回転域における回転トルク(M)を効果的に低減することができる。

【0010】さらに、滑り摩擦トルク(MS)の低減を図るため、円すいころの大端面の粗さ(Rr)と、これを接触案内する内輪の大鋸面の粗さ(Rb)との平均粗さ(R) $\{R = (Rr^2 + Rb^2)^{1/2}\}$ を $0.14 \mu mRa$ 以下にすることができる。

【0011】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施形態について説明する。

【0012】図1に示す円すいころ軸受は、図4に示すようなデファレンシャルの減速歯車装置において、ピニオン軸12をケーシング11に対して回転自在に支持するもので、円すい状の軌道面1aを有する外輪1と、円すい状の軌道面2aを有し、この軌道面2aの小径側に小鋸面2b、大径側に大鋸面2cを有する内輪2と、外輪1の軌道面1aと内輪2の軌道面2aとの間に転動自在に配された複数の円すいころ3と、円すいころ3を円周所定間隔に保持する保持器4とで構成される。軌道面1a、軌道面2a、および円すいころ3の円すいの頂点は軸受中心軸X上の一点Oに一致するように設計されており、軸受回転時、円すいころ3は軌道面1aおよび軌道面2aから受ける合成力によって内輪2の大鋸面2cに押し付けられ、その大端面3aを大鋸面2cによって接触案内されながら軌道面上を転がり運動する。軸受回転時、円すいころ3の小端面3bと内輪2の小鋸面2bとは接触せず、両者の間には僅かな隙間が存在する。

【0013】この実施形態では、外輪1の軌道面1aの接触角 α を22.5度、肉厚比PR $(=DA/W \times 100)$ を46%、ころ係数 $\gamma = (Z \cdot DA) / (\pi \cdot PCD)$ を0.88、比 (L/DA) を1.81に設定してある。また、円すいころ3の大端面3aの粗さ(Rr)と内輪2の大鋸面2cの粗さ(Rb)との平均粗さ(R)を $0.14 \mu mRa$ 以下にしてある。

【0014】図1(b)に示すように、接触角 α は、外輪1の軌道面1aが軸受中心軸Xとなす角度である。肉

厚比PRは、円すいころ3の軸線と直交しかつ円すいころ3の直径が平均径DAとなる位置を通る断面Pにおける、円すいころ3の平均径DAと、内輪2の内径面と外輪1の外径面との間の間隔Wとの比である。円すいころ3の平均径DAは、大端面3aの直径をDW、小端面3bの直径をDW2として、 $DA = (DW + DW2) / 2$ で算出される。大端面3aの端面Rの曲率半径をRBAS、円すいころ3の転動面の円錐角を β 、長さをLとすると、 $DW = 2 \cdot RBAS \cdot \tan(\beta/2)$ 、 $DW2 = 2(RBAS - L) \cdot \tan(\beta/2)$ である。

【0015】図2は、上記構成の円すいころ軸受(実施形態品)と、接触角 $\alpha = 20$ 度、肉厚比PR=38%、ころ係数 $\gamma = 0.85$ 、比 $(L/DA) = 2.38$ に設定した円すいころ軸受(比較品)について、スラスト荷重Fa=1000kgfの荷重条件下で回転トルク(M)を測定した結果を示している。同図に示すように、実施形態品は比較品に比べ、中高速回転域において優れた低トルク性を示した。

【0016】

【発明の効果】本発明によれば、円すいころ軸受の中高速回転域における回転トルクを低減して、デファレンシャルギヤの動力伝達ロスを低減し、自動車の低燃費化を図ることができる。また、接触角 α を21~25度の範囲内に設定しているため、比較品に比べ、軸受剛性が高く、長寿命化が期待できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】実施形態の円すいころ軸受を示す断面図である。

【図2】回転数と回転トルクとの関係を示す図である。

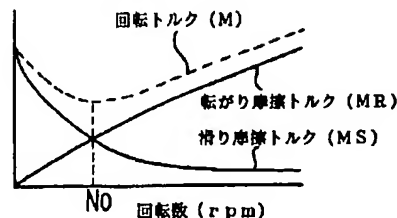
【図3】回転数と回転トルクとの関係を示す図である。

【図4】デファレンシャルの減速歯車装置の一例を示す断面図である。

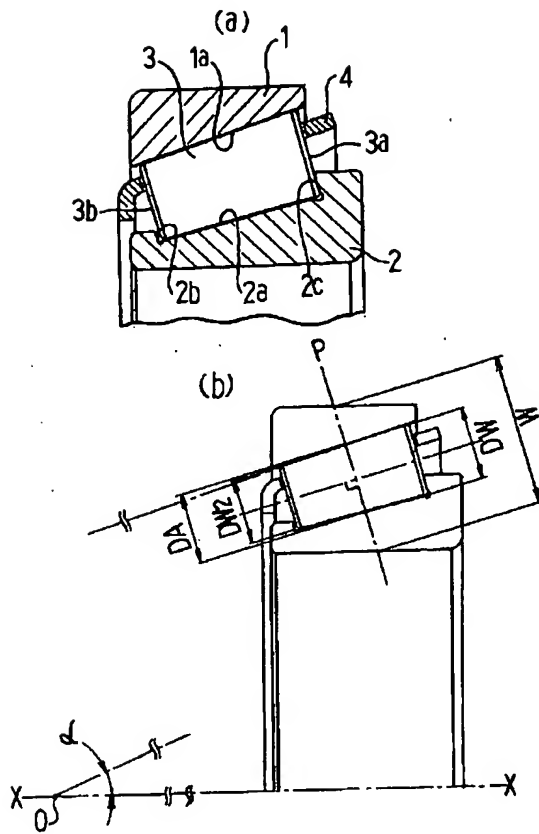
【符号の説明】

- 1 外輪
- 1a 軌道面
- 2 内輪
- 2a 軌道面
- 2c 大鋸面
- 3 円すいころ
- P 断面

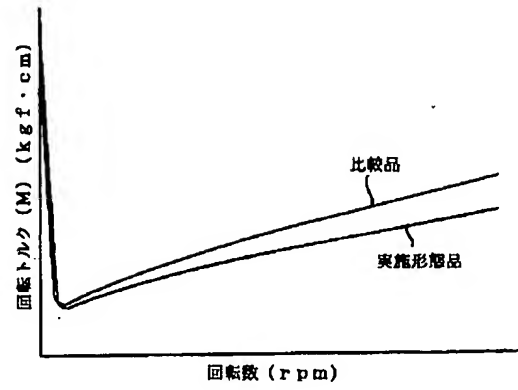
【図3】



【図1】



【図2】



【図4】

